



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM095648

# RANCANG BANGUN ALAT PEMBELAH DURIAN MENGUNAKAN SISTEM POWER SCREW DAN ELECTRIC MOTOR

SARLITA PIGAFETA  
NRP. 2113 039 001  
MUHAMMAD WILDAN AL HAKIM  
NRP. 2113 039 007

Dosen Pembimbing  
Ir. Syamsul Hadi, M.T  
Ir. Gathot Dwi Winarto, M.T

PROGAM STUDI DIPLOMA III  
JURUSAN TEKNIK MESIN-DISNAKERTRANSDUK  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016

---

**TUGAS AKHIR - TM095648**

**RANCANG BANGUN ALAT PEMBELAH DURIAN  
MENGUNAKAN SISTEM POWER SCREW DAN  
ELECTRIC MOTOR**

**SARLITA PIGAFETA  
NRP. 2113 039 001  
MUHAMMAD WILDAN AL HAKIM  
NRP. 2113 039 007**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Syamsul Hadi, M.T  
Ir. Gathot Dwi Winarto, M.T**

**PROGAM STUDI DIPLOMA III  
JURUSAN TEKNIK MESIN-DISNAKERTRANSDUK  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016**



---

**FINAL PROJECT - TM095648**

**DESIGN OF EQUIPMENT SPLITTERS DURIAN USING POWER SYSTEM  
SCREW AND ELECTRIC MOTOR**

**SARLITA PIGAFETA**

**NRP. 2113 039 001**

**WILDAN MUHAMMAD AL HAKIM**

**NRP. 2113 039 007**

**Supervisor**

**Ir. Syamsul Hadi, M.T**

**Ir. Dwi Gathot Winarto, M.T**

**DIPLOMA III PROGRAMME**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT-DISNAKERTRANSDUK**

**Faculty of Industrial Technology**

**Sepuluh Nopember Institute of Technology**

**Surabaya 2016**

**RANCANG BANGUN ALAT PEMBELAH DURIAN  
MENGUNAKAN SISTEM POWER SCREW DAN  
ELECTRIC MOTOR**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya (A.Md)

pada

Program Studi Diploma III

Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**SARLITA PIGAFETA**

Nrp. 2113 039 001

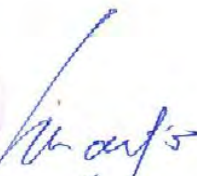
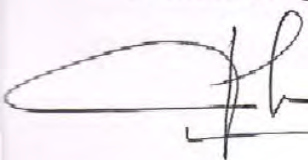
**MUHAMMAD WILDAN AL HAKIM**

Nrp. 2113 039 007

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir :

Pembimbing I

Pembimbing II



**Ir. Syamsul Hadi, M.T.**

**Ir. Gathot Dwi W., M.T.**

**NIP. 19581103 198701 1 001**

**NIP. 19581103 198701 1 001**

**SURABAYA**

**September 2016**

# **RANCANG BANGUN ALAT PEMBELAH DURIAN DENGAN MENGUNAKAN SISTEM POWER SCREW DAN ELECTRIC MOTOR**

**Nama Mahasiswa** : 1. SARLITA PIGAFETA  
2. MUHAMMAD WILDAN AL HAKIM  
**NRP** : 1. 2113 039 001  
2. 2113 039 007  
**Jurusan** : D-3 Teknik Mesin Disnakertransduk  
FTI - ITS  
**Dosen Pembimbing** : 1. Ir. Syamsul Hadi, MT  
2. Ir. Gathot Dwi Winarto, MT  
**Instruktur Pembimbing** : R. Soewandi B.E, SPd

## **ABSTRAK**

*Masyarakat dan penjual durian saat ini membuka buah durian masih secara manual yaitu dengan pisau potong dan dipegang oleh tangan, sehingga berpotensi terlukanya tangan. Alternatif untuk meningkatkan keamanan serta efisiensi tenaga untuk proses pembelahan yaitu dengan merancang alat pembelah durian menggunakan sistem power screw dan electric motor.*

*Pembuatan alat pembelah durian ini dirancang melalui beberapa tahapan, mulai dari observasi bagaimana proses pembelahan buah durian, kemudian melakukan perencanaan dan perhitungan gaya dan daya yang akan dibutuhkan serta elemen-elemen mesin yang digunakan, dilanjutkan dengan pembuatan alat pembelah durian.*

*Hasil perancangan dan perhitungan alat, dibutuhkan daya sebesar 250 watt dengan putaran 195 rpm dengan deameter power screw 12 mm untuk menekan buah durian serta menghasilkan kapasitas 1 menit per buah.*

**Kata kunci** : alat pembelah durian, ulir daya, motor listrik

# **DESIGN OF EQUIPMENT SPLITTERS DURIAN USING POWER SYSTEM SCREW AND ELECTRIC MOTOR**

**Collage Student Name :** 1. SARLITA PIGAFETA  
2. MUHAMMAD WILDAN AL  
HAKIM

**NRP :** 1. 2113 039 001  
2. 2113 039 007

**Departement :** D-3 Teknik Mesin Disnakertransduk  
FTI - ITS

**Advisor :** 1. Ir. Syamsul Hadi, MT  
2. Ir. Gathot Dwi Winarto, MT

**Intructor :** R. Soewandi B.E, SPd

## ***ABSTRACT***

*Community and durian seller today open a durian fruit still manually, with a knife cut and held by the hands, so the potential injury of the hand. Alternatives to improve security and energy efficiency for the division process is to devise means of dividing durian power system using screw and electric motors.*

*Making the durian splitter tool is designed through several stages, from the observation of how the division process durian fruit, then do the planning and calculation of force and power that will be needed as well as machine elements are used, followed by splitting tool making durian.*

*The result of design and calculation tools, needed a power of 250 watts with a round of 195 rpm with a 12 mm screw deameter power to suppress the durian fruit and produce capacity of 1 minute each.*

***Keywords: durian fruit splitter, power screw, electric motors***

## DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL .....	i
LEMBAR PENGESAHAN .....	ii
KATA PENGANTAR .....	iii
ABSTRAK .....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR .....	ix
DAFTAR TABEL .....	x
BAB I. PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan Dan Manfaat .....	2
1.4 Batasan Masalah .....	3
1.5 Sisematika Penulisan .....	3
BAB II DASAR TEORI .....	5
2.1 Gaya Potong .....	5
2.2 Power Screw (Ulir Penggerak) .....	5
2.2.1 Square Treads .....	6
2.2.2 Tegangan Pada Ulir penggerak .....	7
2.2.3 Torsi Untuk Ulir Penggerak .....	11
2.3 <i>Bearing</i> (Bantalan) .....	14
2.3.1 Klasifikasi Bearing .....	14
2.3.2 Prediksi Umur Bearing .....	16

2.4 Pasak.....	19
2.4.1 Pasak Datar Segi Empat .....	19
2.4.2 Perhitungan Pasak .....	19
BAB III. METODOLOGI .....	21
3.1 Diagram Alir .....	21
3.2 Cara kerja alat.....	28
BAB IV. HASIL DAN PEMBAHASAN.....	29
4.1 Analisa Kapasitas .....	29
4.2 Analisa Daya .....	30
4.3 Perencanaan Bearing .....	37
BAB V. PENUTUP .....	47
5.1 Kesimpulan .....	47
5.2 Saran .....	47
DAFTAR PUSTAKA.....	48
LAMPIRAN .....	49



## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Ulir Segi Empat .....	6
Gambar 2.2 Satu Ulir Yang Dibentangkan.....	9
Gambar 2.3 Knstruksi Ulir Penggerak .....	11
Gambar 2.4 Diagram Gaya Ulir Penggerak.....	12
Gambar 2.5 Tipe bantalan gelinding .....	15
Gambar 2.6 Pasak segi empat.....	19
Gambar 3.1 Diagram alir pembuatan alat .....	21
Gambar 3.2. Observasi .....	22
Gambar 3.3 Desain alat .....	28
Gambar 4.1. Dimensi buah.....	30
Gambar 4.2 Mekanisme percobaan .....	31

## **DAFTAR TABEL**

Tabel 2.1. Ukuran Dasar Ulir Segi Empat.....	6
Tabel 2.2. Harga koefisien gesek bearing.....	16
Tabel 3.1. Dimensi Alat .....	24
Tabel 3.2. Material yang digunakan .....	25
Tabel 3.3. Proses Manufaktur.....	26
Tabel 3.4. Komponen penggerak dan kelistrikan .....	26
Tabel 4.1. Tabel percobaan.....	32
Tabel 4.2. Tabel pengujian .....	33
Tabel 10. Tabel Percobaan .....	41

## **BIODATA PENULIS**

**Muhammad Wildan Al Hakim (2113039007)**



Penulis dilahirkan di Tulungagung , 22 Maret 1995, dan merupakan anak kelima dari lima bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN 1 Bolorejo, SMPN 1 Kauman dan SMAN 1 Kauman. Setelah lulus penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama FTI-ITS – DISNAKERTRANSDUK dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2113039007.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Penulis sempat menjadi anggota Divisi Pendidikan FORKOM M3NER-ITS (2015). Kegiatan yang pernah diikuti oleh penulis diantaranya ESQ Basic Training (2013), Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo (2013), GERIGI (Generasi Integralistik) ITS I (2013).

Selain kuliah di ITS penulis juga kuliah di UPT-PK surabaya yang merupakan program kerjasama antara ITS dengan DISNAKERTRANSDUK. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PT. IGLASS Gresik pada tahun 2015.

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 LATAR BELAKANG**

Buah durian merupakan salah satu buah yang banyak digemari masyarakat Indonesia. Namun kulit durian yang keras dan berduri seringkali membuat para penikmatnya kerepotan untuk membukanya. Sebagian besar masyarakat penikmat buah durian membuka buah durian masih secara manual. Dengan menggunakan pisau pemotong dan dipegang tangan akan berpotensi terjadi hal-hal yang tidak diinginkan seperti terlukanya tangan akibat terkena pisau yang tajam.

Dengan apa yang tertulis diatas maka didapat solusi atau alternatif guna menyelesaikan masalah tersebut, salah satu caranya adalah membuat alat yang dapat membuka kulit durian secara mudah, dan terhindar dari resiko terlukanya tangan. Maka untuk mengatasi permasalahan diatas penulis merancang tugas akhir dengan judul **“Rancang Bangun Alat Pembelah Durian Dengan Menggunakan Sistem Power screw dan Elektrik Motor”**. Sebelumnya pernah diciptakkan alat pengupas durian oleh Cristiawan Bogi Febryanto Mahasiswa Jurusan D3 Teknik Mesin ITS pada tahun 2009. Namun alat pengupas durian sebelumnya memiliki ukuran yang terlalu besar ( *over design* ) serta daya yang dibutuhkan terlalu besar. Sedangkan pada alat pengupas durian ini mempunyai ukuran yang lebih kecil serta daya yang dibutuhkan lebih kecil. Prinsip kerja alat ini menggunakan ulir daya yang digerakkan oleh motor listrik, durian diletakan pada sebuah penempat (*fixtute*) kemudian dijepit dengan poros ulir yang ujungnya diberi mata pembelah. Setelah dijepit buah durian akan ditekan kulitnya oleh mata potong pembelah dengan bantuan power screw yang sebelumnya menjepit buah durian dan durian akan membelah dengan sendirinya.

Pembuatan tugas akhir ini bertujuan untuk merencanakan, membuat dan menguji alat pengupas durian mekanik untuk mempermudah membuka kulit durian yang keras dan berduri guna menghindari dari resiko terlukanya tangan. Metode dalam perancangan alat ini adalah studi pustaka dan pengamatan, analisa pengamatan, perancangan alat dan persiapan komponen, pengolahan dan analisis data, perakitan komponen mesin, dan yang terakhir pengujian alat.

## **1.2 RUMUSAN MASALAH**

Dari uraian tersebut dapat disimpulkan permasalahan yang muncul dari penelitian tugas akhir adalah :

1. Bagaimana merancang, membuat, dan menguji alat pengupas durian yang sederhana dan efektif. Masalah yang akan diteliti meliputi: cara kerja alat, pemilihan bahan dalam proses pembuatan komponen alat, analisis perhitungan alat, perkiraan perhitungan biaya, pembuatan alat, pengujian alat.
2. Bagaimana menciptakan alat pengupas yang tepat guna serta dapat digunakan oleh semua kalangan.

## **1.3 TUJUAN DAN MANFAAT**

Dengan mengacu latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan dan manfaat dari penulisan tugas akhir ini adalah :

1. Membuat suatu karya tulis ilmiah guna memenuhi salah satu mata kuliah Tugas Akhir
2. Membuat suatu alat tepat guna yang dapat dimanfaatkan oleh semua kalangan penikmat durian.
3. Membuat inovasi alat pengupas durian yang efektif dan efisien untuk menghindari resiko dari bahaya terlukanya tangan saat membuka kulit durian.

4. Membantu penikmat buah durian dalam mengupas kulit durian yang keras dan berduri.
5. Menuangkan kreasi dan inovasi teknologi unit kewirausahaan masyarakat, khususnya pada penjual buah durian.
6. Meningkatkan mahasiswa dalam bersosialisasi, khususnya pada penjual-penjual buah durian.

#### **1.4 BATASAN MASALAH**

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu adanya batasan-batasan masalahnya pada tugas akhir “Rancang Bangun Mesin Pembelah Durian”. Dimana batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya dapat dijadikan acuan dalam penulisan laporan.

Diantaranya adalah :

1. Membahas rancang bangun alat pembelah durian
2. Buah durian yang akan diuji diberi batas tinggi  $\leq 30$  cm
3. Diameter buah durian  $\leq 20$  cm
4. Jenis buah durian bukan montong.
5. Rangka pada alat pembelah durian dianggap aman.

#### **1.5 SISTEMATIKA PENULISAN**

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, dibuat suatu sistematika penulisan agar nantinya penulisan dapat terstruktur dengan baik. Dengan terstrukturnya penulisan ini diharapkan pembaca mudah memahami maksud dan tujuannya. Dalam penulisan ini, dibagi beberapa tahap atau bab sebagai berikut :

## BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana latar belakang penulisan, permasalahan yang diangkat, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi, dan sistematika penulisan.

## BAB II DASAR TEORI

Membahas tentang teori serta konsep sistem power screw, roda gigi dan daya motor yang akan digunakan pada alat pembelah durian .

## BAB III METODOLOGI

Membahas tentang diagram alir, pengumpulan data serta tahapan-tahapan proses pembuatan alat pembelah durian ini.

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Membahas tentang prinsip kerja alat, perencanaan dan perhitungan sistem power screw, daya motor, dan sistem transmisi roda gigi.

## BAB V PENUTUP

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis dalam penyusunan tugas akhir.

## BAB II

### DASAR TEORI

Dalam bab ini akan dibahas mengenai teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatar belakangi perencanaan “Alat Pembelah Durian Menggunakan Sistem *Power Screw* dan *Electric Motor*”.

#### 2.1 Gaya Potong

Berdasarkan buku Tugas Akhir yang ditulis oleh Cristiawan Bogi Febryanto Mahasiswa Jurusan D3 Teknik Mesin ITS pada tahun 2009 gaya yang dibutuhkan untuk pembelahan buah durian yang matang sempurna rata-rata adalah 10 kg berdasarkan tabel dibawah ini.

Tabel 2.1 gaya potong buah durian

Percobaan	massa	Gaya potong
I	3,1 kg	9,8 kg
II	3,3	9,5 kg
III	3	10 kg

#### 2.2 Power Screw (Ulir Penggerak)

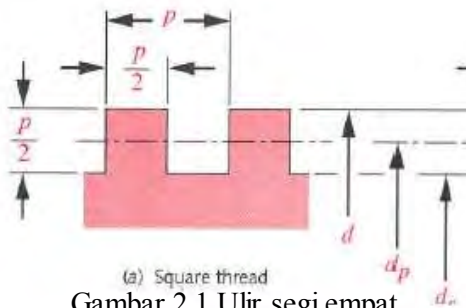
Ulir penggerak digunakan untuk meneruskan gerakan secara halus dan merata, disamping itu juga untuk menghasilkan gerakan linier yang berasal dari gerakan rotasi (memutar) serta membawa beban saat bergerak secara linier. Salah satu jenis ulir penggerak adalah *square treads*. Secara umum ulir penggerak mempunyai



efisiensi antara 30 s/d 75%, tergantung pada sudut helix dan koefisien gesek antara ulir pada mur.

### 2.2.1 Square Threads and Modified Threads

Square Threads juga dikenal sebagai “The Sellers Threads. Dilihat dari bentuk ulirnya maka ulir ini lebih efisien dari ulir lainnya, tetapi punya kelemahan dalam hal keuntungan mekanis. Oleh karena itu diadakan modifikasi menjadi tipe Modified Square Threads. Modifikasi ini dapat memperbaiki kelemahan mekanis.



Gambar 2.1 Ulir segi empat

(Sumber : Suhariyanto, 2011: 120)

Tabel 2.2. ukuran dasar ulir segi empat dan modifikasi ulir segi empat :

Square Threads				Modified Square Threads			
Nominal dia, in.	Treads per inch	Minor Dia, in	Thickness of the Tread at the Root*, in	Nominal dia, in.	Treads per inch	Minor Dia, in	Thickness of the Tread at the Root*, in
1/4	10	0.163	0.0544	1/4	3	1.208	0.1812
2/8	8	0.266	0.0680	2	2.25	1.612	0.2416
1/2	6.5	0.366	0.0837	2.5	2	2.063	0.2718
3/4	5	0.575	0.1087	3	1.75	2.900	0.3160
1	4	0.781	0.1357	4	1.5	3.418	0.3624

( Sumber : Deutschman, 1985 : 755)

## 2.2.2 Tegangan Pada Ulir Penggerak

Bila ingin mengetahui kekuatan ulir penggerak maka perlu diadakan analisa terlebih dahulu terhadap macam – macam tegangan yang timbul pada ulir penggerak. Tegangan utama yang terjadi pada ulir penggerak adalah :

1. Tegangan Bearing
2. Tegangan Bending
3. Tegangan Geser
4. Tegangan Kombinasi
5. Tegangan Tekuk
6. Tegangan Tarik

### 1. Tegangan Bearing

Tegangan ini timbul antara permukaan ulir penggerak dengan permukaan ulir murnya, yang saling berhubungan. Besarnya tegangan bearing ini dapat dirumuskan :

$$\sigma_B = \frac{W}{\pi \cdot d_m \cdot h \cdot n} \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana :  $\sigma_b$  = Tegangan bearing (kgf/mm<sup>2</sup>)

W = Beban (Kgf)

$d_m$  = diameter rata – rata ulir (mm)

h = kedalaman ulir (mm)

n = Jenis atau jumlah ulir (ganda atau tunggal)

### 2. Tegangan Bending

Beban W dianggap merata dan bekerja pada diameter rata – rata ( $d_m$ ), yang berjarak 0,5 h dari kaki ulir.

$$\sigma_B = \frac{M \cdot c}{I} = \frac{M}{I / c} = \frac{W \cdot 0,5h}{(\pi \cdot d_m \cdot n) b^2 / 6} \dots \dots \dots (2.2)$$

$$\sigma_b = \frac{3.W.h}{(\pi.d.m.n)b^2} \dots\dots\dots (2.3)$$

### 3. Tegangan Geser

Tegangan geser yang terjadi dapat dirumuskan :

$$\tau_s = \frac{1.5.W}{A} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana: A = luas penampang geser (mm<sup>2</sup>)

Untuk batang ulir: A =  $\pi.dr.n.b$

Untuk mur A =  $\pi.do.n.b$

dr = diameter kaki pada batang ulir (mm)

do = diameter mayor dari ulir (mm)

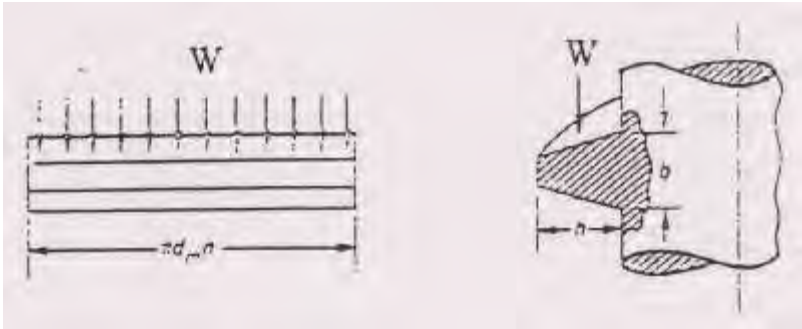
sehingga:

1. Tegangan geser maksimum pada batang ulir

$$\tau_{\max} = \frac{3.W}{2.A} = \frac{3.W}{2.\pi.dr.n.b} \dots\dots\dots (2.5)$$

2. Tegangan geser maksimum pada mur

$$\tau_{\max} = \frac{3.W}{2.A} = \frac{3.W}{2.\pi.do.n.b} \dots\dots\dots (2.6)$$



Gambar 2.2 Satu ulir yang dibentangkan  
( Sumber : Deutschman, 1985 : 760)

## 1. Tegangan Tarik

Tegangan Tarik yang terjadi dapat dirumuskan :

$$\sigma_t = \frac{W}{A} \dots \dots \dots (2.7)$$

Dimana: A = Luas bidang yang terkena tarik atau kompresi

$$A = \frac{\pi}{4} \left( \frac{dr + dp}{2} \right)^2$$

Dimana: dr = diameter kaki (root diameter) (mm)

dp = diameter pitch (mm)

## 2. Tegangan Kombinasi

### a. Tegangan Kompresi

$$\sigma_c = \frac{W}{A} = \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d r^3} \dots\dots\dots (2.8)$$

### b. Tegangan geser yang disebabkan oleh torsi pemutar

$$\tau = \frac{T \left( \frac{dr}{2} \right)}{J} = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d r^3} \dots\dots\dots (2.9)$$

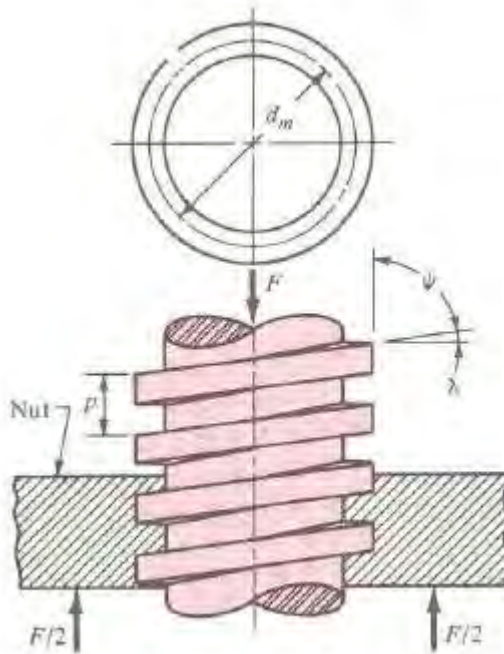
Maka tegangan kombinasi :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left( \frac{\sigma_c}{2} + (\tau) \right)^2} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left( \frac{4 \cdot W}{2 \cdot \pi \cdot d r^3} \right)^2 + \left( \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d r^3} \right)^2} \dots\dots\dots (2.10)$$

$$\tau_{\max} \sqrt{= \left( \frac{2 \cdot W}{\pi \cdot d r^3} \right)^2 + \left( \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d r^3} \right)^2} \dots\dots\dots (2.11)$$

### 2.2.3 Torsi untuk Ulir Penggerak



Gambar 2.3 Konstruksi ulir penggerak  
( Sumber : Deutschman, 1985 : 759)

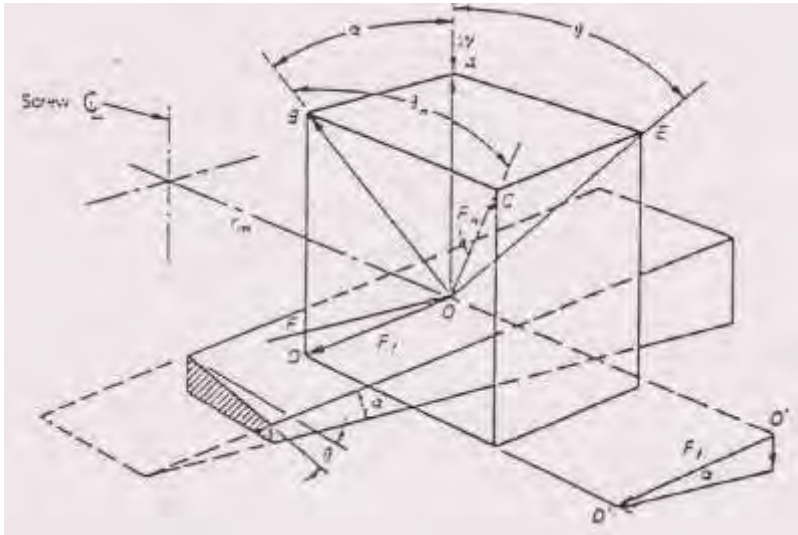
Untuk menaikkan dan menurunkan beban  $F$  maka batang ulir penggerak dilaksanakan dengan memutar poros screw yang bergeser antara ulir batang dan nut juga terjadi gesekan.

Bila gaya yang dipergunakan untuk memutar poros *screw* adalah  $F$  yang bekerja pada “jari-jari rata-rata” ( $r_m$ ) untuk melawan beban  $W$  tersebut, maka besarnya torsi yang diperlukan adalah:

$$T_R = F.r_m \dots\dots\dots( 2.12 )$$

Dimana:  $F = F_f \cos \alpha + F_n \cos \theta_n \sin \alpha$  dan

$$F_n = \frac{W}{\cos \theta_n \cdot \cos \alpha - f_s \cdot \sin \alpha} \dots\dots\dots( 2.13 )$$



Gambar 2.4 Diagram gaya pada ulir penggarak  
( Sumber : Deutschman, 1985 : 759)

Jadi

$$T_R = r_m (F_f \cos \alpha + F_n \cos \theta_n \sin \alpha) \dots\dots\dots( 2.14 )$$

Dimana:  $F_f = f_s \cdot F_n$

$$T_R = r_m (f_s \cdot F_n \cdot \cos \alpha + F_n \cos \theta_n \sin \alpha) \dots\dots\dots( 2.15 )$$

Dengan memasukkan:  $r_m = d_m/2$  dan  $F_n$  dari persamaan (2.13 dan 2.15)

$$T_R = \frac{d_m}{2} \left( \frac{W \cdot f_s \cdot \cos \alpha}{\cos \theta_n \cdot \cos \alpha - f_s \cdot \sin \alpha} + \frac{W \cdot \cos \theta_n \cdot \sin \alpha}{\cos \theta_n \cdot \cos \alpha - f_s \cdot \sin \alpha} \right) \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana:  $T_R$  = torsi yang diperlukan (kgf.mm)

$W$  = beban (kgf)

$r_m = d_m/2$  dan  $r_{mc} = d_{mc}/2$

$d_m$  = diameter rata-rata ulir

$f_s$  = koefisien gesek ulir

$\tan \theta_n = BC/OB$  dan  $BC = AE = OA \tan \theta = OB \cdot \cos \alpha \cdot \tan \theta$

$\tan \theta_n = \cos \alpha \cdot \tan \theta$

Dalam aplikasi,  $\alpha$  relative kecil sehingga  $\cos \alpha \approx 1$ , dan  $\tan \theta_n = \tan \theta$ , dengan demikian maka dapat dianggap  $\theta_n = \theta$ , sehingga:

$$T_R = \frac{d_m W}{2} \left( \frac{f_s + \cos \theta \cdot \tan \alpha}{\cos \theta - f_s \cdot \tan \alpha} \right) \dots\dots\dots (2.17)$$

Melihat kembali ke depan, dimana:

$$\tan \alpha = \frac{l}{\pi \cdot d_m} = \frac{n \cdot p}{\pi \cdot d_m}$$

Dimana:  $l = \text{lead} = n \cdot p$

$p = \text{pitch}$

Substitusikan ke persamaan di atas, sehingga menjadi:

$$T_R = \frac{d_m W}{2} \left( \frac{\pi \cdot f_s \cdot d_m - l \cos \theta_n}{\pi \cdot d_m \cdot \cos \theta_n - f_s \cdot l} \right) \dots\dots\dots (2.18)$$



## **2.3 *Bearing* (Bantalan)**

*Bearing* merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur.

### **2.3.1 Klasifikasi *Bearing***

*Bearing* dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan *bearing* terhadap poros

- a. *Bearing* luncur

Pada *bearing* ini terjadi gesekan luncur antara poros dan *bearing* karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan *bearing* dengan perantaraan lapisan pelumas.

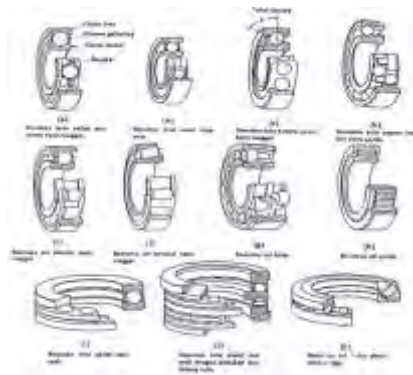
- b. *Bearing* gelinding

Pada *bearing* ini terjadi gesekan gelinding antara bagian-bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau jarum, dan rol bulat.

### **2.3.2 Perencanaan *Bearing***

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis *bearing* gelinding (*rolling bearing*) karena *bearing* ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. *Bearing* gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada *bearing* luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada *bearing* ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Keunggulan *bearing* ini adalah gaya geseknya

yang sangat rendah, pelumasnya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (*steand pead*), bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu memakai pelumas lagi. Pada waktu memilih *bearing* ciri masing-masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaiannya, lokasi dan macam beban yang dialami.



Gambar 2.5. Tipe *Bearing* Gelinding  
(Sumber: Suhariyanto, *Elemen Mesin II*)

### 2.3.2 Gesekan pada Rolling Bearing

Walaupun Rolling Bearing disebut bearing anti gesekan (anti friction bearing), tetapi karena adanya beban dan putaran, akan timbul gesekan diantara komponen bearing, yaitu: ring-luar, bola atau rol, dan ring-dalamnya. Koefisien gesek ( $f$ ) dapat dilihat pada Tabel 9 yang didasarkan atas tipe bearingnya, serta kondisinya, dan koefisien gesek ini dihasilkan dari penelitian yang bertahun-tahun.

Tabel 2.3. Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No	Tipe Bearing	Start		Selama Berputar	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

Akibat adanya gesekan ini, akan menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus:

(Deutschman, 1975 : 482)

$$f_{HP} = \frac{T_f . n}{63.025} = \frac{f . F_r . d . n}{126.050} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana:  $f_{HP}$  = Daya yang hilang karena gesekan, HP

$T_f$  = Torsi akibat gesekan, lbf.in

$F_r$  = Gaya radial pada bearing, lbf

$f$  = Koefisien gesek

### 2.3.2. Prediksi Umur Bearing

Dengan asumsi putaran konstan, maka prediksi umur bearing (dinyatakan dalam jam) dapat ditulis dengan persamaan:

$$L_{10h} = \left( \frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots (2.20)$$

Dimana:

$L_{10h}$  = Umur bearing, jam-kerja

C = Beban dinamis ( dapat dilihat dari table ) ,lbf

n = putaran poros, rpm

P = Beban Ekvivalen (equivalent load)

b = konstanta yang tergantung tipe beban. ( b = 3 untuk ball bearing dan b = 3,33 untuk roller bearing)

Sesuai dengan definisi dari AFBMA (*Anti Friction Bearing Manufacturers Association*) yang dimaksud dengan beban ekvivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bearing dengan ring-dalam yang berputar atau ring-luar yang berputar, yang akan memberikan umur yang sama, seperti bila bearing bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring dalam yang tetap sedangkan ring luarnya yang berputar. Sehingga persamaan beban ekvivalen (P) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi:

$$P = V.X.F_r + Y.F_a \dots\dots\dots (2.21)$$

Dimana:

P = beban ekivalen, lbf

Fr = beban radial, lbf

Fa = beban aksial, lbf

V = faktor putaran (konstan) bernilai :

= 1,0 untuk ring dalam berputar

= 1,2 untuk ring luar yang berputar

X = konstanta radial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Y = konstanta aksial (dari tabel, dapat dilihat pada lampiran)

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

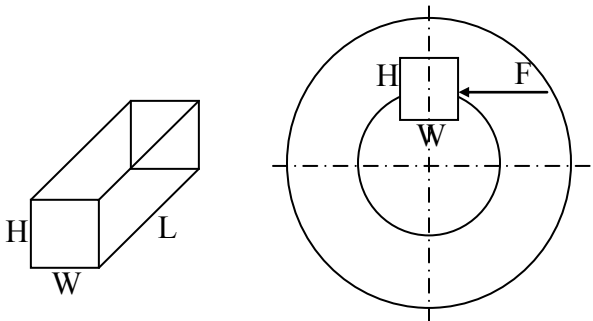
1. Cari terlebih dahulu harga:  $i.F_a/C_o$   
i = jumlah deret bearing
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom e, sehingga didapat harga e.
3. Cari harga:  $F_a/(V.F_r)$ , dan bandingkan dengan harga e, akan diperoleh kemungkinan:  $F_a/(V.F_r) < e$  atau  $F_a/(V.F_r) = e$  atau  $F_a/(V.F_r) > e$ .
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga X dan Y dari kolom:  $F_a/(V.F_r) \leq e$  atau  $F_a/(V.F_r) > e$ . Khusus untuk deret satu (single row bearing), bila harga  $F_a/(V.F_r) \leq e$ , maka X = 1 dan Y = 0.
5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

## 2.4 Pasak

Pasak digunakan untuk penyambungan tidak permanen. Pasak digunakan untuk penyambungan antara poros dan hub (roda gigi, pulley, sprocket, poros ulir, dsb), sehingga saat poros berputar maka hub akan berputar untuk mentransmisikan daya dari poros.

### 2.4.2 Pasak Datar Segi Empat

Pasak tipe ini umumnya memiliki dimensi : lebar ( $W$ ), dan tinggi ( $H$ ) yang besarnya sama kurang lebih seperempat dari deameter poros.



Gambar 2.6 pasak segi empat

### 2.4.3 Perhitungan pasak segi empat

1. Tinjauan terhadap tegangan geser yang terjadi pada pasak.

Gaya Tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.

$$\tau_s = \frac{F}{A} \text{ dimana } F = \frac{T}{D/2} \text{ kg}$$

$$A = \text{luas bidang geser (WxL)}$$

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{yp}}{s_f} \dots\dots\dots (2.22)$$

2. Tinjauan terhadap tegangan kompresi

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk ke “hub”. Tegangan kompresi yang terjadi akibat gaya (F) :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \text{ dimana } F = \frac{T}{D/2} \text{ kg}$$

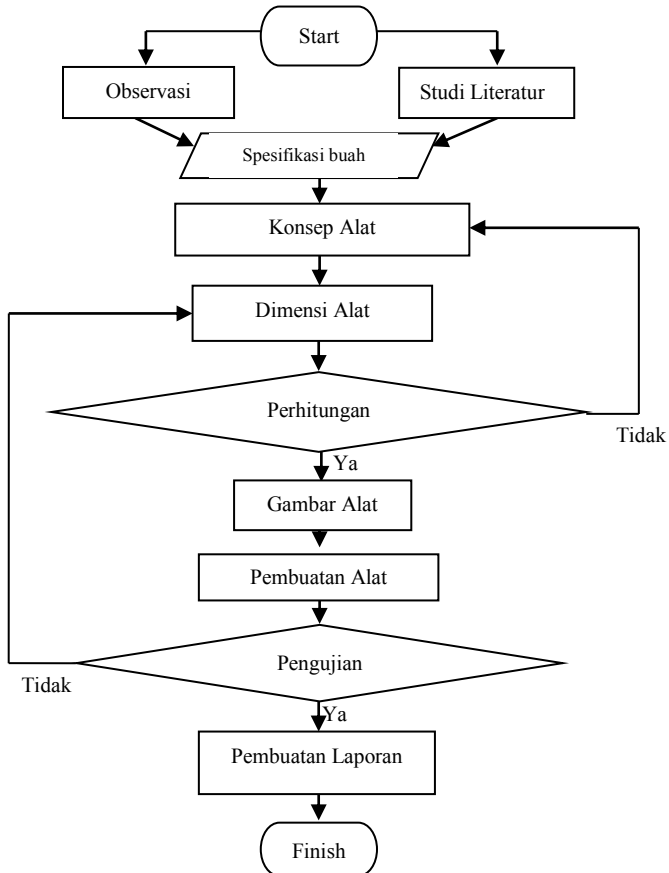
$$A = \text{luas bidang kompresi (0,5 HxL)}$$

$$\tau_s = \frac{2T}{0.5H.L.D} \leq \frac{\sigma_{yp}}{s_f} \dots\dots\dots (2.23)$$

### BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat, secara keseluruhan proses penyelesaian Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir bawah ini.

#### 3.1. Diagram Alir ( flow chart )



Gambar 3.1 Diagram alir pembuatan alat



Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini melalui beberapa prosedur penelitian sebagai berikut :

### **1. Observasi**

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung ke beberapa tempat penjual buah durian. Observasi yang dilakukan meliputi berapa tinggi buah durian dari yang paling kecil dan yang paling besar. Selain itu juga dilakukan pengamatan terhadap proses pembelahan yang dilakukan oleh penjual buah durian. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.



Gambar 3.2 Observasi ke penjual durian

## **2. Studi literatur**

Studi Literatur yang dilakukan untuk mendapatkan referensi teori yang relevan dengan permasalahan tugas akhir ini. Kegiatan studi literatur ini meliputi pengumpulan materi tinjauan pustaka yang berkaitan dengan proses pembelahan buah durian . Referensi yang diperoleh berhubungan dengan elemen mesin yang diterapkan pada judul tugas akhir ini sebagai pendukung untuk melakukan perhitungan dan pemilihan material yang sesuai.

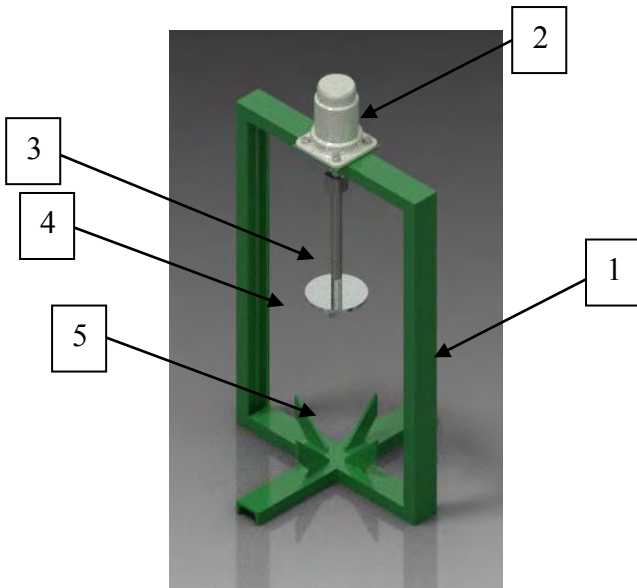
## **3. Spesifikasi**

Spesifikasi berdasarkan pengamatan langsung dan wawancara pada saat observasi lapangan ke penjual durian. Data yang diperoleh sebagai berikut :

- Ukuran buah durian  
Buah durian tempat dimana melakukan observasi memiliki ketinggian 15 cm s.d 30 cm dan deameter 20 cm
- Proses Pembelahan  
Proses pembelahan yang dilakukan masih manual menggunakan pisau yang sederhana
- Setelah dibelah buah durian dibuka menggunakan tangan dengan tenaga yang besar

## **4. Konsep Alat**

Setelah dilakukan proses pengambilan data selanjutnya mencari beberapa alat yang ada kaitanya dengan alat pengupas durian yang akan dibuat, seperti sistem pada alat tambal ban manual yang menggunakan sistem power screw .



Gambar 3.2. Desain Alat Pembelah Durian

Keterangan :

1. Rangka utama
2. Motor listrik
3. Sepasangan power screw
4. Mata potong
5. Penempat

## 5. Dimensi Alat

Dimensi alat disesuaikan dengan kondisi perajin kayu, menyesuaikan ruang usaha dan posisi perajin dalam bekerja. Adapun dimensi yang harus ditentukan sebagai berikut :

Tabel 3.1. Dimensi komponen alat

No	Jenis	Dimensi
1	Rangka	300 mm x 600 mm x 350 mm
2	Power Screw	12 mm
3	Pipa Penghubung	D = 13 mm
4	<i>Bearing</i>	d=10mm, D= 35mm
5	<i>Mata Potong</i>	50 mm x 30 mm x 3mm

## 6. Perhitungan

Perhitungan bertujuan untuk mendapatkan kesesuaian dari dimensi yang telah ditentukan saat perencanaan dimensi. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan :

- Gaya pembelahan buah durian sehingga didapatkan daya motor penggerak yang sesuai.
- Perhitungan komponen penggerak yang meliputi power screw, *motor listrik*, *bearing*.

## 7. Gambar Alat

Perhitungan yang telah dilakukan menghasilkan dimensi alat yang sesuai sehingga gambar alat beserta dimensi secara lengkap tertera pada lampiran.

## 8. Pembuatan Alat

Pembuatan dilakukan setelah dimensi alat sesuai dengan perhitungan. Dalam pembuatan alat terdapat beberapa material yang digunakan, antara lain:

**Tabel 3.2.** Material yang digunakan

No	Material	Dimensi(mm)	Jumlah	Keterangan
1	Baja UNP	50mm x 25mm x 2mm	2 meter	Kerangka utama
2	Plat baja	200mm x 200mm x 3mm	2	Jig dan Mata Potong
3	Power Srew	Ø 12,7 mm	200 mm	Penggerak Mata Potong
4	Clamp	100 x 100mm	1	Pengunci Motor Listrik
5	Pipa	Ø 10 mm	1	Pipa Penghubung

**Tabel 3.3.** Proses Manufaktur

NO	Bagian	Proses Manufaktur					
		<i>Drill</i>	Bubut	Frais	<i>cutting</i>	Las	Sekrap
1	Rangka						

2	Jig						
3	Mata Potong						
4	Pipa Penghubung						

Komponen penggerak dan kelistrikan terdapat pada table dibawah ini

**Tabel 3.4.** Komponen penggerak dan kelistrikan

NO	Komponen	Dimensi (mm)	Jumlah	Keterangan
1	Motor DC	*	1	*
2	Power screw	*	4	*
3	Ball bearing	Ø35mm	1	Penopang Power Screw

Keterangan:

\*ditentukan dengan perhitungan.

## 9. Pengujian

Pengujian dilakukan sebelum alat digunakan untuk proses pembelahan . Pengujian alat meliputi :

- Proses pembelahan buah durian
- Hasil pembelahan buah durian

Apabila terdapat kendala pada saat pengujian alat, maka perlu diperiksa proses manufakturnya. Jika proses

manukfaturnya telah sesuai tetap ialat masih bekerja kurang maksimal, maka perlu disetel ulang dimensi dan perhitungannya.

## **10. Pembuatan laporan**

Pembuatan laporan ini merupakan proses akhir dalam pengerjaan tugas akhir ini. Dalam pembuatan laporan dilampirkan mengenai proses perencanaan sampai pada hasil yang dicapai dalam tugas akhir.

### **3.2 Cara Kerja Alat**

.Cara kerja alat sebagai berikut:

1. Menempatkan buah durian pada penempat (jig and fixture)
2. Mendekatkan mata potong sampai menempel pada buah durian.
3. Menekan saklar turun untuk proses pembelahan buah.
4. Menekan saklar naik untuk proses pelepasan buah durian dan menjauhkan mata potong dari buah durian.
5. Mengambil buah durian yang sudah terbuka kulitnya.

## BAB IV

### HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini akan dibahas mengenai hasil dan pembahasan mengenai perhitungan dari perencanaan “Alat Pembelah Durian Menggunakan Sistem *Power Screw* dan *Electric Motor*” antara lain: *power screw*, pasak, *bearing* serta daya yang dibutuhkan untuk membelah buah durian.

#### 4.1. Analisa Kapasitas

Dari tinggi buah durian berdasarkan batasan masalah dengan tinggi buah maksimal 30 cm, direncanakan kapasitas alat memiliki kapasitas 1 menit per buah dalam proses pemotongannya (naik-turun mata potong) dengan putaran motor 190 rpm, maka:

Jarak tempuh mata potong (naik-turun) :  $2 \times 30 \text{ cm} = 60 \text{ cm}$

Putaran motor listrik (n) : 190 rpm

Waktu yang dibutuhkan : 1 menit

- Kecepatan yang dibutuhkan:

$$v = s/t$$

$$v = 60 \text{ cm} / 1 \text{ min}$$

$$v = 60 \text{ cm} / \text{min}$$

$$v = 600 \text{ mm} / \text{min}$$



- Pitch yang dibutuhkan screw untuk memenuhi kapasitas

$$v = p \cdot n$$

$$600 \text{ mm}/\text{min} = p \cdot 190 \text{ rpm}$$

$$p = \frac{600 \text{ mm}/\text{min}}{190 \text{ rpm}}$$

$$p = 3,16 \text{ mm}$$

## 4.2 Analisa Daya

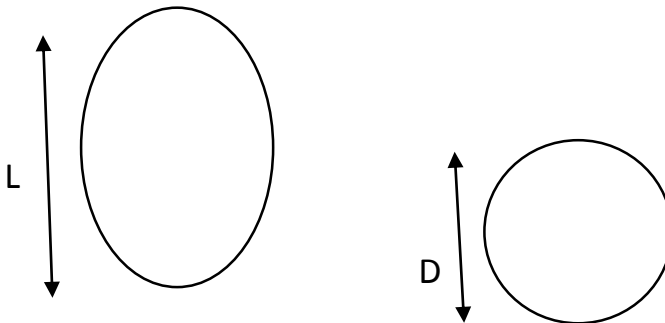
### 4.2.1 Data-data yang tersedia

Massa mata potong = 1 kg

Massa ulir penggerak = 0,5 kg

Putaran motor listrik (n) = 190 rpm

### 4.2.2 Dimensi Buah Durian



Gambar 4.1 Dimensi Buah Durian

Keterangan:

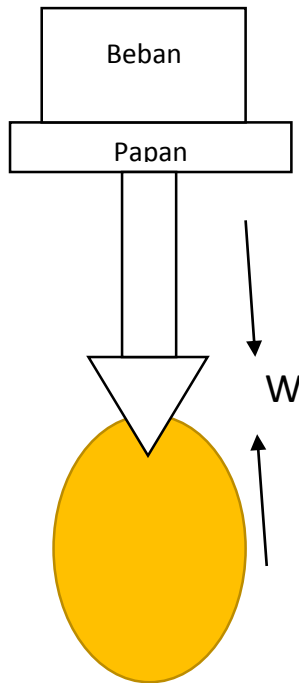
Panjang (L) =  $\leq 300$  mm

Deameter (D) =  $\pm 200$  mm

Massa Durian =  $\pm 3$  kg

#### 4.2.3 Penentuan Gaya Tekan

Berdasarkan teori sebelumnya (dari buku tugas akhir “Rancang Bangun Pembelah Durian”, Bogi Febrian Christiawan, 2009, D3 Teknik Mesin ITS) bahwa didapat gaya tekan yang dibutuhkan untuk menekan durian sebesar 10 kgf, melalui teori percobaan dibawah ini.



Gambar 4.2 Mekanisme percobaan

Dari teori percobaan penekanan buah durian sebelumnya, hasil didapat dari percobaan baru dimulai dari buah mulai matang s.d matang sempurna diperoleh data sebagai berikut:

Tabel 4.1. Tabel Percobaan

Percobaan	Berat buah sebelum dipotong	Gaya potong (F)
I	2,7 kg	17 kg
II	2,5 kg	15 kg
III	3,5 kg	13 kg
IV	3 kg	10,3 kg

Dari percobaan di dapat gaya tekan sebesar :

$$W_{\text{beban}} + W_{\text{papan}} + W_{\text{mata potong}} = 17 \text{ kg}$$

Gaya yang dibutuhkan dari *power screw* :

$$17 \text{ kg} - W_{\text{mata potong}} = 17 \text{ kg} - 1 \text{ kg} \\ = 16 \text{ kg}$$

Maka beban desain:

$$W_d = 1,5 \times 16 \text{ kg} \\ = 24 \text{ kg} \\ = 24 \text{ kgf}$$

#### 4.2.4 Perhitungan *Power Screw*

Direncanakan menggunakan ulir jenis *square threads* dengan ukuran dasar standart ulir segi empat. Apabila diketahui menggunakan (tabel 3):

$$d_0 = \frac{1}{2} \text{ in} = 12,7 \text{ mm}$$

$$d_r = 0,366 \text{ in} = 9,3 \text{ mm}$$

$$N_{tr} = 6,5$$

Maka ;

$$p = 1/N_{tr}$$

$$= 1/6,5$$

$$= 0,15 \text{ in}$$

$$= 3,81 \text{ mm}$$

$$b = p/2$$

$$= 0,15/2$$

$$= 0,075 \text{ in}$$

$$= 1,9 \text{ mm}$$

$$h = p/2$$

$$= 0,075 \text{ in}$$

$$= 1,9 \text{ mm}$$

$$d_p = \frac{d_0 + d_r}{2}$$

$$= \frac{0,5 \text{ in} + 0,366 \text{ in}}{2}$$

$$= 0,4 \text{ in}$$

$$= 10,16 \text{ mm}$$

Dimana:

$d_0$  = deameter luar ulir

$d_r$  = deameter kaki ulir

$N_{tr}$  = jumlah ulir per inch

$p$  = pitch

$b$  = lebar ulir

$h$  = tinggi ulir

$d_p$  = deameter pitch

$d_m$  = deameter rata-rata ulir

$$\begin{aligned}
 d_m &= \frac{d_p + d_r}{2} \\
 &= \frac{0,4 \text{ in} + 0,366 \text{ in}}{2} \\
 &= 0,38 \text{ in} \\
 &= 9,65 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

- a. Torsi yang dibutuhkan.

Torsi yang dibutuhkan untuk menekan beban sebesar 24 kgf adalah sebagai berikut::

$$\begin{aligned}
 T_R &= \frac{dm \cdot W}{2} \left( \frac{\pi \cdot fs \cdot dm + l \cos \theta_n}{\pi \cdot dm \cdot \cos \theta_n - fs \cdot l} \right) \\
 T_R &= \frac{9,65 \text{ mm} \cdot 24}{2} \left( \frac{\pi \cdot 0,28 \text{ mm} + 4 \text{ mm} \cdot \cos 0^\circ}{\pi \cdot 8 \text{ mm} \cdot \cos 0^\circ - 0,2 \cdot 4 \text{ mm}} \right) \\
 T_R &= 4,825 \text{ mm} \cdot 24 \text{ kgf} (0,4079) \\
 T_R &= 47,23 \text{ kgf} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

- b. Daya yang dibutuhkan untuk menekan.

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{T \cdot n}{974000} \\
 P &= \frac{47,23 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 190 \text{ rpm}}{974000} \\
 P &= 0,0092 \text{ kW} \\
 P &= 9,2 \text{ Watt}
 \end{aligned}$$

- c. Torsi yang dibutuhkan untuk memutar diri sendiri.

Diketahui sebelumnya:

$$\text{Massa}_{\text{screw}} + \text{Massa}_{\text{mata potong}} = 1,5 \text{ kg}$$

$$n_{\text{motor}} = 190 \text{ rpm}$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot 190 \text{ rpm}}{60} = 19,886 \text{ rad/s}$$

Torsi yang dibutuhkan untuk memutar diri sendiri adalah sebagai berikut :

- Mencari momen inersia screw:

$$I = m \cdot r^2$$

$$I = 1,5 \text{ kg} \left( \frac{dm}{2} \right)^2$$

$$I = 1,5 \text{ kg} \cdot \left( \frac{9,65 \text{ mm}}{2} \right)^2$$

$$I = 1,5 \text{ kg} \cdot \left( \frac{9,65 \text{ mm}}{2} \right)^2$$

$$I = 1,5 \text{ kg} \cdot 23,28 \text{ mm}^2$$

$$I = 34,92 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$I = 34,92 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{10^6 \text{ mm}^2}$$

$$I = 34,92 \cdot 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

- Mencari torsi untuk memutar screw sesaat dalam waktu 1 detik

$$T = I \cdot \alpha$$

$$T = I \cdot \frac{\Delta \omega}{\Delta t}$$

$$T = I. \left( \frac{\omega_1 - \omega_0}{t_1 - t_0} \right)$$

$$T = 34,92.10^{-6} \text{ kg.m}^2. \left( \frac{19,886 \text{ rad/s} - 0}{1 \text{ s} - 0} \right)$$

$$T = 34,92.10^{-6} \text{ kg.m}^2.19,886 \text{ rad/s}^2$$

$$T = 694,4.10^{-6} \text{ kg m}^2/\text{s}^2$$

$$T = 694,4.10^{-6} \text{ N.m}$$

$$T = 694,4.10^{-6} \text{ N.m.} \frac{1 \text{ kgf}}{10 \text{ N}}. \frac{1000 \text{ mm}}{1 \text{ m}}$$

$$T = 694,4.10^{-4} \text{ kgf.mm}$$

$$T = 0,0694 \text{ kg.mm}$$

- Daya yang dibutuhkan untuk memutar screw sendiri

$$P = \frac{T.n}{974000}$$

$$P = \frac{0,0694 \text{ kgf.mm} . 190 \text{ rpm}}{974000}$$

$$P = 13.10^{-6} \text{ kW}$$

$$P = 0,013 \text{ Watt}$$

Jadi daya total yang dibutuhkan untuk membelah dan memutar diri sendiri adalah :

$$9,2 \text{ Watt} + 0,013 \text{ Watt} = 9,213 \text{ Watt.}$$

### 4.3 Perencanaan Bearing

Direncanakan menggunakan *single row deep groove ball bearing* untuk menopang *power screw* pada putaran torsi ke 4. Dimana diketahui (dari lampiran 4):

$$d = 10$$

$$D = 35$$

$$C_o = 845$$

$$C = 1400$$

Maka dapat ditentukan harga X dan Y untuk selanjutnya dapat dimasukan dalam rumus beban ekuivalen. Untuk mencari harga X dan Y terlebih dahulu mencari harga  $i.F_a/C_o = 1. 22,5 \text{ kgf}/845 = 0,0266$ . Maka diperoleh dari tabel (lampiran 4)  $X = 0,56$ , dan  $Y = 1,99$ .

#### a. Beban ekuivalen

Sebelumnya telah diket :

$$F_a = 22,5 \text{ kgf} = 50,58 \text{ lbf}$$

$$Fr = \frac{T_4}{r_4}$$

$$Fr = \frac{116 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{34,5 \text{ mm}}$$

$$Fr = 3,36 \text{ kgf} = 7,55 \text{ lbf}$$



Maka beban ekivalen (P):

$$\begin{aligned}P &= V.X.Fr + Y.Fa \\&= 1.0,56.7,55 \text{ lbf} + 1,99.50,58 \text{ lbf} \\&= 4,23 \text{ lbf} + 100,65 \text{ lbf} \\&= 104,88 \text{ lbf}\end{aligned}$$

b. Umur bearing

$$\begin{aligned}L_{10h} &= \left[ \frac{C}{P} \right]^b \cdot \frac{10^6}{60 n} \\L_{10h} &= \left[ \frac{1400}{104,88 \text{ lbf}} \right]^3 \cdot \frac{10^6}{60.50 \text{ rpm}} \\L_{10h} &= 2379,27.333,3 \\L_{10h} &= 793010,8 \text{ jam kerja}\end{aligned}$$

c. Daya yang hilang akibat gesekan (HP)

Diketahui sebelumnya:

$$Fr = 50,58 \text{ lbf}$$

$$d_4 = 2,7 \text{ in}$$

$$n = 190 \text{ rpm}$$

maka daya yang hilang pada bearing:

$$\begin{aligned}f_{HP} &= \frac{T_f \cdot n}{63025} = \frac{f \cdot F_r \cdot d \cdot n}{126050} \\f_{HP} &= \frac{0,004.50 \text{ lbf} \cdot 2,7 \text{ in} \cdot 190 \text{ rpm}}{126050}\end{aligned}$$

$$f_{HP} = 0,0008 HP$$

$$f_{Watt} = 0,6 kW$$

Dari semua perhitungan didapat daya total yang terjadi sebesar :

$$P_d + P + f_{Watt} = 9,2 \text{ Watt} + 0,013 \text{ Watt} + 0,6 \text{ Watt} = 9,813 \text{ Watt}.$$

Maka pada aplikasinya dipilih motor listrik DC dengan daya 250 Watt dengan putaran 190 rpm sudah dianggap aman.

#### 4.4 Analisa tegangan pada ulir penggerak

Konversi tegangan dipilih :

- Konversi bearing ( $k_B$ ) = 1
- Konversi bending ( $k_b$ ) = 1
- Konversi kompresi ( $k_c$ ) = 1
- Konversi geser ( $k_s$ ) = 0,6

Angka keamanan ( $sf$ ) dipilih 5

1. Tegangan bearing ( $\sigma_B$ )

$$\sigma_B \leq |\sigma_B|$$

$$\frac{W}{\pi \cdot dm \cdot h \cdot n} \leq \frac{k_B \cdot \sigma_{yp}}{sf}$$

$$\frac{22,5 \text{ kgf}}{3,14 \cdot 9,65 \text{ mm} \cdot 1,9 \text{ mm} \cdot 1} \leq \frac{1 \cdot \sigma_{yp}}{5}$$

$$\sigma_{yp} \geq \frac{22,5 \text{ kgf} \cdot 5}{57,5719 \text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{yp} \geq 1,95 \text{ kgf/mm}^2$$

2. Tegangan bending ( $\sigma_b$ )

$$\sigma_b \leq |\sigma_b|$$

$$\frac{3.W.h}{(\pi.d.m.n)b^2} \leq \frac{k_b.\sigma_{yp}}{sf}$$

$$\frac{3.22,5\text{ kgf}.1,9\text{mm}}{(3,14.9,65\text{ mm}.1)1,9^2\text{mm}^2} \leq \frac{1.\sigma_{yp}}{5}$$

$$\sigma_{yp} \geq \frac{128,25\text{ kgf}.mm.5}{109,39\text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{yp} \geq 5,86\text{ kgf}/\text{mm}^2$$

3. Tegangan geser ( $\tau_s$ )

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

$$\frac{3.W}{2.\pi.dr.n.b} \leq \frac{k_s.\sigma_{yp}}{sf}$$

$$\frac{3.22,5\text{ kgf}}{2.3,14.9,3\text{ mm}.1.1,9\text{mm}} \leq \frac{0,6.\sigma_{yp}}{5}$$

$$\sigma_{yp} \geq \frac{67,5\text{ kgf}.5}{110,97\text{ mm}^2.0,6}$$

$$\sigma_{yp} \geq \frac{337,5\text{ kgf}}{184,9\text{ mm}^2}$$

$$\sigma_{yp} \geq 1,8\text{ kgf}/\text{mm}^2$$

4. Tegangan kompresi ( $\sigma_c$ )

$$\begin{aligned}\sigma_c &\leq |\sigma_c| \\ \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d m^2} &\leq \frac{k_c \cdot \sigma_{yp}}{sf} \\ \frac{4 \cdot 22,5 \text{ kgf}}{3,14 \cdot 9,65^2 \text{ mm}^2} &\leq \frac{1 \cdot \sigma_{yp}}{5} \\ \sigma_{yp} &\geq \frac{90 \text{ kgf} \cdot 5}{292,4 \text{ mm}^2} \\ \sigma_{yp} &\geq 1,5 \text{ kgf/mm}^2\end{aligned}$$

5. Tegangan kombinasi

a. Tegangan kompresi (terjadi pada area kaki ulir)

$$\begin{aligned}\sigma_c &\leq |\sigma_c| \\ \frac{4 \cdot W}{\pi \cdot d r^2} &\leq \frac{k_c \cdot \sigma_{yp}}{sf} \\ \frac{4 \cdot 22,5 \text{ kgf}}{3,14 \cdot 9,3^2 \text{ mm}^2} &\leq \frac{1 \cdot \sigma_{yp}}{5} \\ \sigma_{yp} &\geq \frac{90 \text{ kgf} \cdot 5}{271,58 \text{ mm}^2} \\ \sigma_{yp} &\geq 1,65 \text{ kgf/mm}^2\end{aligned}$$

b. Tegangan geser yang disebabkan torsi pemutar (T)

$$\begin{aligned}\tau_s &\leq |\tau_s| \\ \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot d r^3} &\leq \frac{k_s \cdot \sigma_{yp}}{sf}\end{aligned}$$

$$\frac{16 \cdot 44,28 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{3,14 \cdot 9,3^3 \text{ mm}^3} \leq \frac{0,6 \cdot \sigma_{yp}}{5}$$

$$\sigma_{yp} \geq \frac{708,48 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 5}{2525,68 \text{ mm}^3 \cdot 0,6}$$

$$\sigma_{yp} \geq \frac{3542,4 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{1515,4 \text{ mm}^3}$$

$$\sigma_{yp} \geq 2,3 \text{ kgf} / \text{mm}^2$$

- c. Tegangan geser maksimum yang terjadi dihitung dengan metode Lingkaran Mohr.

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{2 \cdot W}{\pi \cdot dr^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot dr^3}\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{2 \cdot 22,5 \text{ kgf}}{3,14 \cdot 9,3^2 \text{ mm}^2}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot 44,28 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{3,14 \cdot 9,3^3 \text{ mm}^3}\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(\frac{45 \text{ kgf}}{271,58 \text{ mm}^2}\right)^2 + \left(\frac{708,48 \text{ mm}}{2525,68 \text{ mm}^3}\right)^2}$$

$$= \sqrt{\left(0,16 \text{ kgf} / \text{mm}^2\right)^2 + \left(0,28 \text{ kgf} / \text{mm}^2\right)^2}$$

$$= \sqrt{0,026 \left(\text{kgf} / \text{mm}^2\right)^2 + 0,079 \left(\text{kgf} / \text{mm}^2\right)^2}$$

$$= \sqrt{0,105 \left( kgf/mm^2 \right)^2}$$

$$= 0,324 \text{ } kgf/mm^2$$

$$\tau_{max} \leq |\tau_s|$$

$$\tau_{max} \leq \frac{k_s \cdot \sigma_{yp}}{sf}$$

$$0,324 \text{ } kgf/mm^2 \leq \frac{0,6 \cdot \sigma_{yp}}{5}$$

$$\sigma_{yp} \geq \frac{5 \cdot 0,324 \text{ } kgf/mm^2}{0,6}$$

$$\sigma_{yp} \geq 2,7 \text{ } kgf/mm^2$$

Karena tegangan ijin yang paling besar terjadi adalah  $\sigma_{yp} = 5,86 \text{ } kgf/mm^2$ , maka dapat digunakan bahan baja ST 37. Dalam pemakaiannya bahan baja ST 37 dengan  $\sigma_u = 37 \text{ } kg/mm^2$  dan  $\sigma_{yp} = 22,2 \text{ } kg/mm^2$  bila dibandingkan dengan tegangan ijin yang terjadi dalam perencanaan maka bahan baja ST 37 dianggap **aman** untuk digunakan.

#### 4.5 Perhitungan pasak

Pasak digunakan untuk penyambungan poros motor listrik dengan *power screw*. Pasak direncanakan menggunakan bahan ST 30, dimana:

$$W = H = 6 \text{ mm}$$

$$\text{Deameter poros (D)} = 12 \text{ mm}$$

$$\sigma_{yp} = 18 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{Safety factor (Sf)} = 5$$

Tinjauan terhadap tegangan geser untuk menentukan panjang pasak (L).

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{yp}}{s_f}$$

$$\tau_s = \frac{2.754 \text{ kgf.mm}}{6.L.12\text{mm}} \leq \frac{18 \text{ kg/mm}^2}{5}$$

$$L \geq \frac{2.754 \text{ kgf.mm.5}}{6\text{mm.12mm.18 kg/mm}^2}$$

$$L \geq \frac{7540 \text{ kgf.mm}}{1296 \text{ kgf}}$$

$$L \geq 5,8 \text{ mm}$$

Tinjauan terhadap tegangan kompresi untuk menentukan panjang pasak (L).

$$\tau_s = \frac{2T}{0.5H.L.D} \leq \frac{\sigma_{yp}}{s_f}$$

$$\tau_s = \frac{2.754 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{0.5 \cdot 6\text{mm} \cdot L \cdot 12\text{mm}} \leq \frac{18 \text{ kg/mm}^2}{5}$$

$$L \geq \frac{2.754 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 5}{0.5 \cdot 6\text{mm} \cdot 12\text{mm} \cdot 18 \text{ kg/mm}^2}$$

$$L \geq \frac{7540 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{648 \text{ kgf}}$$

$$L \geq 11,63 \text{ mm}$$

Pasak yang digunakan pada alat memiliki panjang 2 cm maka pasak dianggap aman untuk digunakan.

#### 4.6 Pengujian Alat

Pengujian alat dilakukan untuk mendapatkan hasil dari proses pembelahan dan kapasitas dari alat pembelah durian ini. Hasil waktu yang didapat untuk proses pembelahan dari durian mulai matang sampai setengah matang sebagai berikut :

4.2 Tabel Pengujian

Percobaan	Tinggi buah	Waktu
I	20 cm	45 detik
II	18 cm	53 detik
III	23 cm	43 detik
IV	25 cm	38 detik



**LAMPIRAN**

## Lampiran 1. Spesifikasi bearing

Standard dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing ( Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb )													
Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 03										
			Width B mm	Self-aligning Ball Bearing	Single Row Deep Groove Ball Bearing	Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing			
						Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	15	0,012	5										
5	15	0,012	6										
6													
7													
8													
9													
10	35	0,024	11			845	1400						
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680						
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960						
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340						
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000				
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300

Sumner, Deutschman, 1975

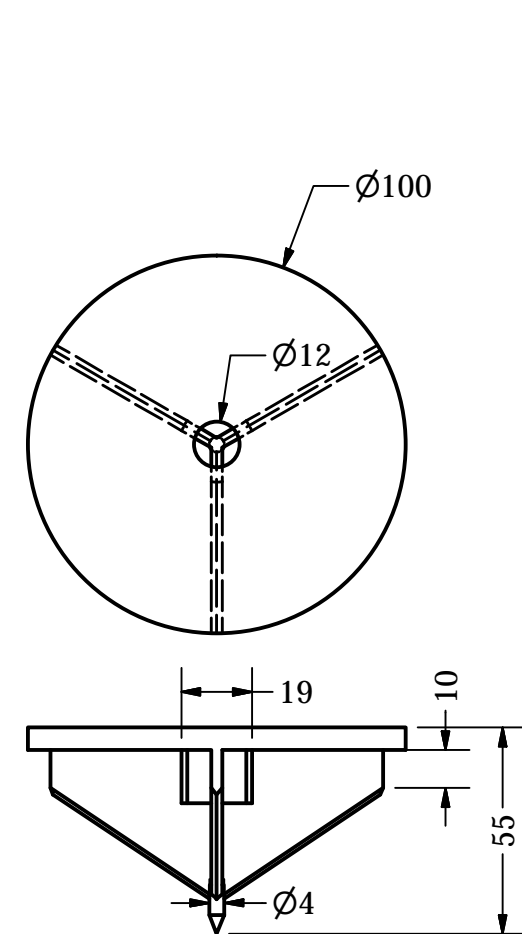
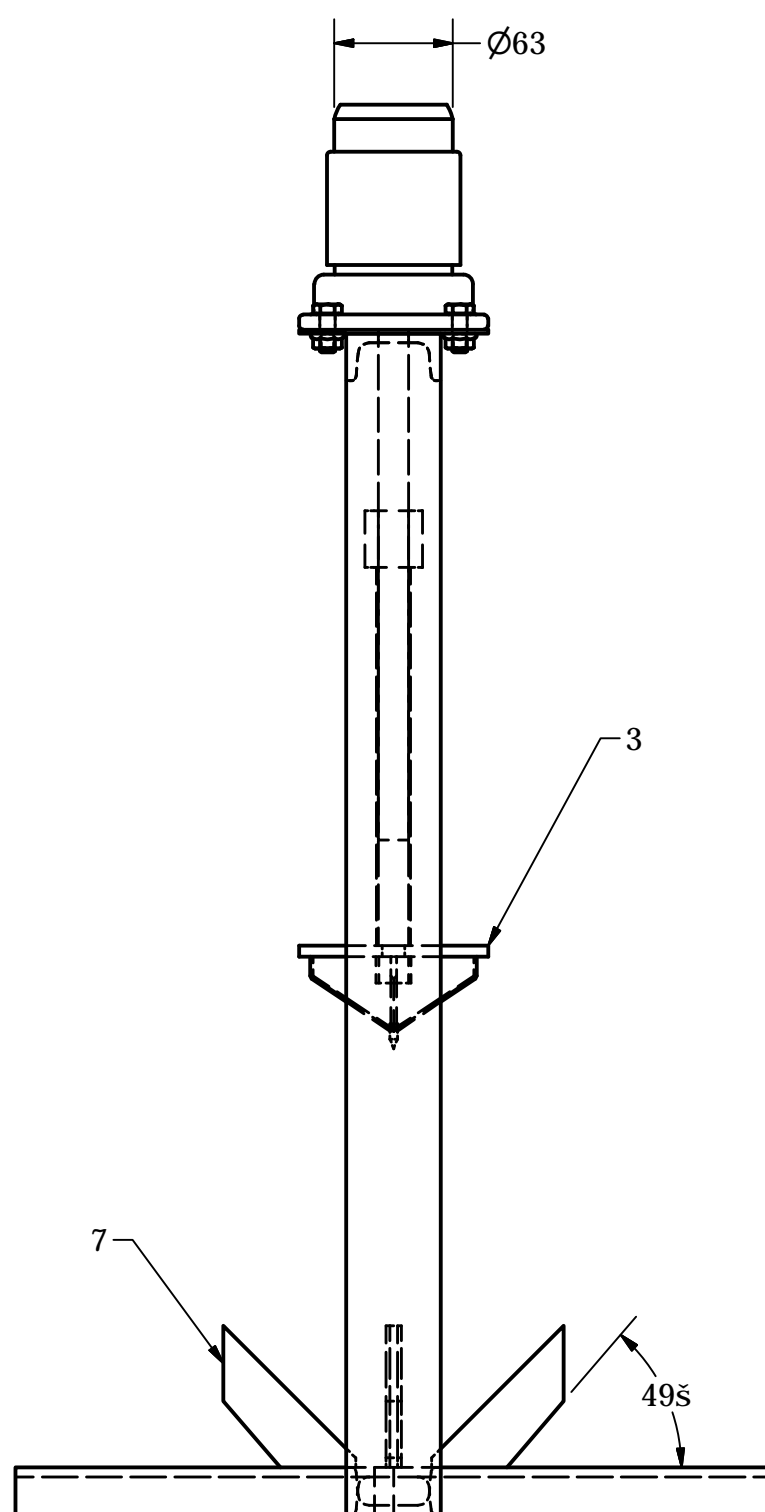
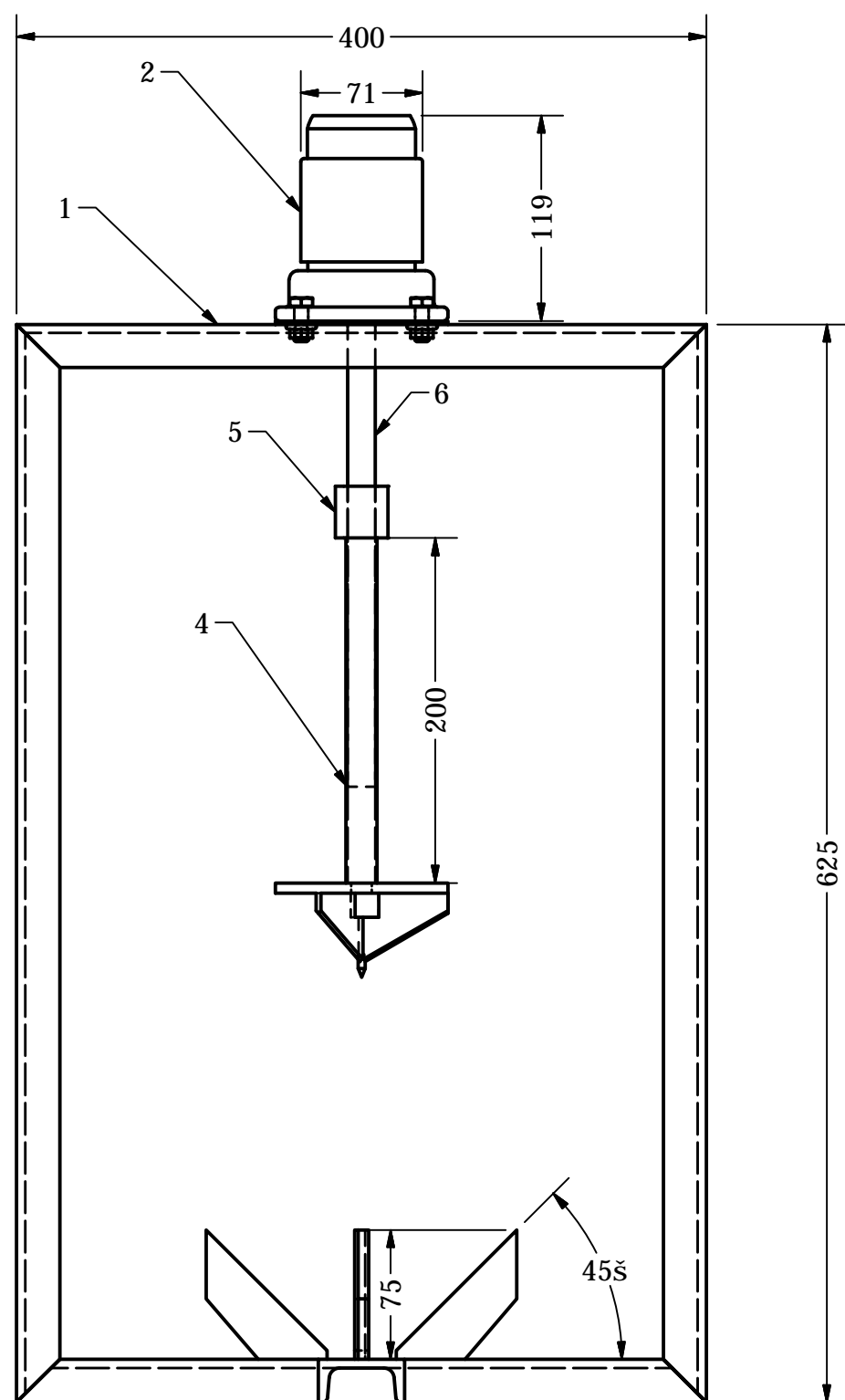
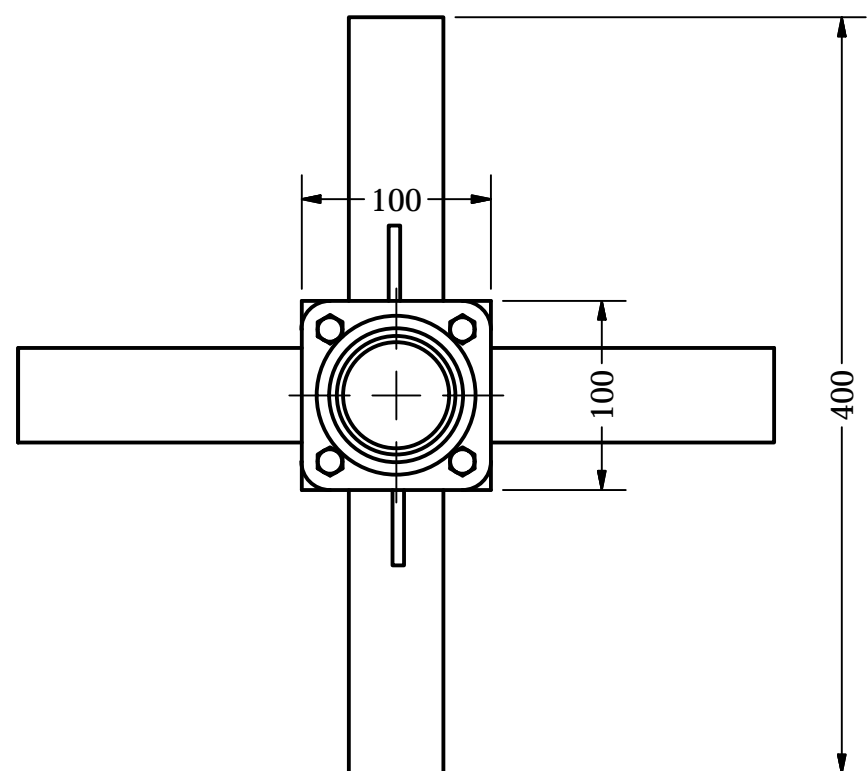
Sumber : Deuschman, 1975

## Lampiran 2. Spesifikasi baja ST

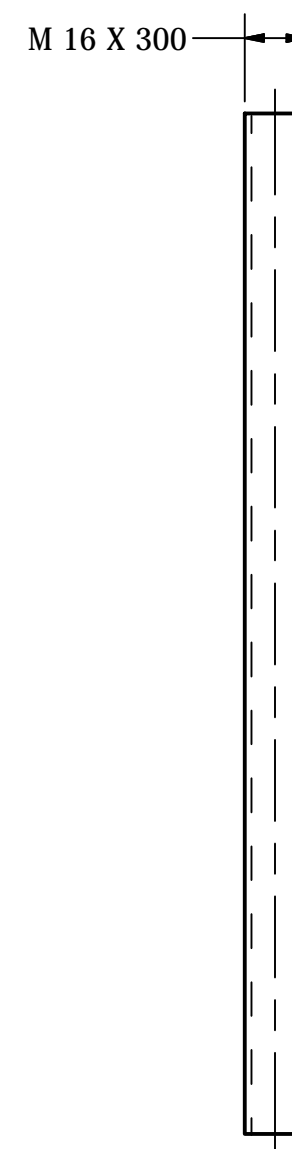
Number Standart	Mechanical Properties	
Type Material	Tensile Strength ( $N/mm^2$ )	Yield Strength ( $N/mm^2$ )
St 34 F	335 - 410	195
St 37 F	365 - 440	222
St 42 F	410 - 490	235
St 50 F	490 - 590	295
St 52 F	510 - 610	335
St 60 F	590 - 705	355
St 70 F	685 - 835	365
St 02 F	270 - 410	280
St 03 F	270 - 370	250
St 04 F	270 - 350	220

### Lampiran 3. Tabel konversi

TABLE (Continued) Conversion Factors			
<b>Mass</b>			
1 kg	= 2.204 623 lbm	1 lbm	= 0.453 592 kg
1 tonne	= 1000 kg	1 slug	= 14.5939 kg
1 grain	= $6.47989 \times 10^{-5}$ kg	1 ton	= 2000 lbm
<b>Moment (torque)</b>			
1 N·m	= 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft	= 1.355 818 N·m
<b>Momentum (mV)</b>			
1 kg·m/s	= 7.232 94 lbm·ft/s	1 lbm·ft/s	= 0.138 256 kg·m/s
	= 0.224 809 lbf·s		
<b>Power</b>			
1 W	= 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s	= 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf·ft/s		= 4.626 24 Btu/h
1 kW	= 3412.14 Btu/h	1 Btu/s	= 1.055 056 kW
1 hp (metric)	= 0.735 499 kW	1 hp (UK)	= 0.7457 kW
			= 550 lbf·ft/s
			= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration	= 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration	= 12 000 Btu/h
<b>Pressure</b>			
1 Pa	= 1 N/m <sup>2</sup> = 1 kg/m·s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup>	= 6.894 757 kPa
1 bar	= $1.0 \times 10^5$ Pa = 100 kPa		
1 atm	= 101.325 kPa	1 atm	= 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
	= 1.01325 bar		= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 760 mm Hg [0°C]		= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
	= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	1 psi	= 0.068 95 bar
1 torr	= 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C]	= 0.49115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 mm Hg [0°C]	= 0.133 322 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C]	= 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C]	= 9.806 38 kPa		
<b>Specific energy</b>			
1 kJ/kg	= 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm	= 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf·ft/lbm	1 lbf·ft/lbm	= $2.98907 \times 10^{-3}$ kJ/kg
			= $1.28507 \times 10^{-3}$ Btu/lbm



MATA POTONG  
SKALA 1:2



ULIR DAYA  
SKALA 1:2

PARTS LIST			
ITEM	QTY	PART NUMBER	DESCRIPTION
1	1	RANGKA	BAJA UNP 50X25X2 MM
2	1	MOTOR DC	250 WATT, 190 RPM
3	1	MATA POTONG	BAJA ST 37
4	200 mm	PIPA PENGHUBUNG	BAJA ST 40
5	1	MUR	M 16
6	300 mm	ULIR DAYA	M 16
7	1	JIG AND FIXTURE	BAJA ST 37
	SKALA : 1 : 2		PERINGATAN
	UKURAN : MM		
	TANGGAL : 25-07-'16		
D3 TEKNIK MESIN		ALAT PEMBELAH DURIAN	A3

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil perancangan dan perhitungan “**Alat Pembelah Durian Menggunakan Sistem Power Screw Dan Electric Motor**” ini dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Dari percobaan, untuk membelah buah durian dibutuhkan gaya sebesar 17 kg. Daya yang dibutuhkan sebesar 250 watt dengan putaran 195 rpm.
2. Sistem transmisi daya yang digunakan:
  - Power screw yang digunakan pada alat adalah bahan baja ST 37, dengan diameter 12 mm.
  - Tipe bearing yang digunakan adalah tipe single row ball bearing.
  - Pasak yang digunakan adalah jenis pasak segi empat dengan lebar 6 mm, tinggi 6 mm dan panjang 20 mm
3. Dari hasil pengujian alat untuk memotong buah durian membutuhkan waktu maksimal 1 menit per buah.

#### **5.2 Saran**

Saran yang dapat penulis sampaikan, antara lain:

1. Agar alat pembelah durian ini bekerja dengan baik maka diperlukan perawatan seperti pelumasan power screw, roda gigi secara berkala.
2. Dalam pengoperasiannya sebaiknya memperhatikan kondisi buah durian apakah sudah masak atau belum serta memilih buah durian yang bentuknya mendekati bulat agar mudah dalam peletakan dan hasil yang diperoleh akan maksimal.

## DAFTAR PUSTAKA

Sularso, kiyokatsu suga : **Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin**, Jakarta, 2008.

Aeron, Deutshcment : **Machine Design Theory**, collier macmillan international edition, London, 1990

Jmk a collins, **Mechanical Design Of Mechine Elements and Mechines**, John Wilcy & Sons, Now York, 2003

Febrian Christiawan, Bogi : **Rancang Bangun Pembelah Durian, D3 Teknik Mesin FTI-ITS**, 2009

## **BIODATA PENULIS**

### **Sarlita Pigafeta (2113039001)**



Penulis dilahirkan di Magetan, 24 Juli 1995, dan merupakan anak pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Kauman 1, SMPN 1 Barat Magetan dan SMKN 1 Geneng Ngawi. Setelah lulus penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama FTI-ITS – DISNAKERTRANSDUK dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2113039001.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Penulis sempat menjadi anggota Divisi Riset dan Teknologi FORKOM M3NER-ITS (2015). Kegiatan yang pernah diikuti oleh penulis diantaranya ESQ Basic Training (2013), Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo (2013), GERIGI (Generasi Integralistik) ITS I (2013).

Selain kuliah di ITS penulis juga kuliah di UPT-PK surabaya yang merupakan program kerjasama antara ITS dengan DISNAKERTRANSDUK. Penulis pernah melakukan Kerja Praktek di PT. IGLASS Gresik pada tahun 2015.